

⑫ 公開特許公報(A) 平2-287094

⑮ Int. Cl.⁵

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 平成2年(1990)11月27日

F 28 D 1/053

A

6420-3L

審査請求 有 請求項の数 1 (全7頁)

⑭ 発明の名称 熱交換器

⑰ 特 願 平1-107077

⑱ 出 願 平1(1989)4月26日

⑲ 発 明 者 西 下 邦 彦 埼玉県大里郡江南町大字千代字東原39番地 ゴーゼル機器株式会社江南工場内

⑳ 出 願 人 ゴーゼル機器株式会社 東京都渋谷区渋谷3丁目6番7号

㉑ 代 理 人 弁理士 森 正 澄

明 細 書

1. 発明の名称

熱交換器

2. 特許請求の範囲

複数の偏平チューブと波状のフィンとが交互に積層され、偏平チューブの一端側には入側ヘッダパイプが、偏平チューブの他端側には出側ヘッダパイプがそれぞれ接続されるとともに、前記各ヘッダパイプの内に仕切板が配設され、双方のヘッダパイプの間で形成される複数のバスを通じて冷媒が複数回蛇行して通流されるパラレルフロータイプの熱交換器において、

a) 前記波状のフィンの高さBを、 $B = 7 \sim 10\text{mm}$ の範囲とし、

b) 前記波状のフィンの通流空気に平行となるフィン幅Cを、 $C = 14 \sim 25\text{mm}$ の範囲とし、

c) 前記波状のフィンの板厚Dを、 $D = 0.12 \sim 0.14\text{mm}$ の範囲とし、

d) 前記波状のフィンの互いに隣接する屈曲部の距離であるピッチEを、 $E = 2.0 \sim 4.0\text{mm}$ の範囲

とし、

e) 前記偏平チューブの高さFを、 $F = 1.5 \sim 2.5\text{mm}$ の範囲とし、

f) 前記偏平チューブの通流空気に平行となるチューブ幅Gを、 $G = 12 \sim 23\text{mm}$ とし、

g) 前記バスの数 P_1 を、 $P_1 = 3 \sim 6$ とし、

h) 前記各バスを構成する偏平チューブ数を、下流側に行くに従い略同数で減少し、且つ、入口側バスのチューブ数を出口側バスに対して略2倍としたこと、

を特徴とする熱交換器。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、パラレルフロータイプの熱交換器、例えばコンデンサ等に関するものである。

(従来技術)

従来、コンデンサ等のパラレルフロータイプの熱交換器は、複数のチューブと波状のフィンとが順次積層され、各チューブの一端側には入側ヘッダパイプが接続され、チューブ他端側には出側

ヘッダパイプが接続されている。また、各ヘッダパイプには仕切板が設けられ、入側ヘッダパイプの入口継手と、出側ヘッダパイプの出口継手との間で、冷媒が複数回蛇行しながら通流される構造となっており、サーペンタインタイプに比べて熱交換効率が高く、省冷媒化が図れるという利点を有する（例えば、特開昭63-34466号、特開昭63-24368号）。

（発明が解決しようとする課題）

ところが、従来のパラレルフロータイプの熱交換器においては、冷却空気の通気抵抗と放熱率、また冷媒の通路抵抗と熱交換効率とが、相互に関連しあうために、各々の条件を別々に設定しても、熱交換器の全体的な性能を向上することが困難とされている。

そこで、本発明では、総合的な観点の上から、性能の向上を図ることを可能とする熱交換器を提供することを目的としている。

（課題を解決するための手段）

本発明の熱交換器は、複数の偏平チューブと波

状のフィンとが交互に積層され、偏平チューブの一端側には入側ヘッダパイプが、偏平チューブの他端側には出側ヘッダパイプがそれぞれ接続されるとともに、前記各ヘッダパイプの内に仕切板が配設され、双方のヘッダパイプの間に形成される複数のバスを通じて冷媒が複数回蛇行して通流されるパラレルフロータイプの熱交換器において、
a)前記波状のフィンの高さBを、 $B = 7 \sim 10\text{mm}$ の範囲とし、
b)前記波状のフィンの通流空気に平行となるフィン幅Cを、 $C = 14 \sim 25\text{mm}$ の範囲とし、
c)前記波状のフィンの板厚Dを、 $D = 0.12 \sim 0.14\text{mm}$ の範囲とし、
d)前記波状のフィンの互いに隣接する屈曲部の距離であるピッチEを、 $E = 2.0 \sim 4.0\text{mm}$ の範囲とし、
e)前記偏平チューブの高さFを、 $F = 1.5 \sim 2.5\text{mm}$ の範囲とし、
f)前記偏平チューブの通流空気に平行となるチューブ幅Gを、 $G = 12 \sim 23\text{mm}$ とし、
g)前記バスの数Pを、 $P = 3 \sim 6$ とし、
h)前記各バスを構成する偏平チューブ数を、下流側にいくに従い略同数で減少し、且つ、入口側バスのチューブ数を出口側バス

に対して略2倍とした構成とされている。

（作用）

このように、フィン高さB、フィン幅C、フィン板厚D、ピッチE、チューブ高さFおよびチューブ幅G等の各範囲が、冷却空気の通気抵抗と放熱率を考慮して設定され、また、バス数P、および各バスのチューブ数の配分が冷媒通路抵抗および熱交換効率を考慮して設定されるため、熱交換器の通気抵抗、通路抵抗を低減しつつ、性能を総合的に高めることが可能となる。

（実施例）

以下に本発明の一実施例を図面に基づき説明する。

本実施例の熱交換器1は、第1図に示すように、複数の偏平チューブ2と波状のフィン3とが交互に積層され、複数の偏平チューブ2の一端側には入側ヘッダパイプ4が接続され、チューブ他端側には出側ヘッダパイプ5が接続されている。双方のヘッダパイプ4、5はその各上下端が盲キャップ6、7により閉塞されており、入側ヘッ

ダパイプ4の上端側には入口継手8が接続され、出側ヘッダパイプ5の下端側には出口継手9が接続されている。また入側ヘッダパイプ4内と出側ヘッダパイプ5内には、複数の仕切板10が配設され、これらの仕切板10による区分により一まとまりの複数の偏平チューブ2であるバスが複数形成されている。本実施例ではバス数 $P_1 = 5$ に形成されている。そして、入口継手8と出口継手9との間で、複数のバス $P_1 \sim P_5$ を通じて冷媒が複数回蛇行して通流されるパラレルフロータイプに構成されている。

また、上記双方のヘッダパイプ4、5は、第2図の横断面図に示すように、円曲面にそれぞれ形成されたタンク12とエンドプレート13により構成され、全体の横断面図が短径xと長径yとからなる楕円形となるよう形成されている。各エンドプレート13には複数のチューブ挿入孔13aが形成され、これらの挿入孔13aに偏平チューブ2の各端部を差込んでろう付けにより一体的に接続されている。

更に、各ヘッダパイプ4、5の偏平率A、波状フィン3の高さB、フィン幅C、フィン板厚D、フィンのピッチE、偏平チューブ高さF、偏平チューブ幅G、パス数P、および各パスの偏平チューブ数等が以下の如き範囲に設定されている。

まず、各ヘッダパイプ4、5の偏平率Aは、第2図に示すようなヘッダパイプ4、5の横断面楕円形状の短径 x （パイプ内の奥行寸法であり、パイプ高さともいう）と長径 y との割合、すなわち x/y をいい、偏平率Aとしては0.65～0.8の範囲が好適であり、本実施例では、 $A = 0.8$ とした構成としている。

上記範囲とした理由は、冷媒通路抵抗 ΔP_r と省冷媒化との関係により設定したものである。すなわち、偏平率Aと冷媒の通路抵抗 ΔP_r との関係が第5図のような特性として得られ、この特性に基づいて、偏平率Aの下限值では通路抵抗 $\Delta P_r = 1$ (kg/cm^2) 以下が望ましく、下限値が $A = 0.65$ として決定される。尚、通流抵抗 ΔP_f

$= 1$ 以下とすることは、一般に熱交換器の構造上要求される値である。他方、偏平率Aの上限値では、偏平率Aを小さくすると冷媒容量が減少し、偏平率Aを大きくすると冷媒容量が増大することから、冷媒容量を同性能のサーペントタイプのもの $3/2$ 程度、例えば 400cm^3 を境界値として省冷媒化を図るために下限値を $A = 0.8$ としたものである。

波状のフィン3の高さBは、第3図および第4図に示すように、チューブ2間の距離寸法に相当し、 $B = 7 \sim 10\text{mm}$ の範囲が好適であり、本実施例では $B = 8\text{mm}$ としている。この範囲とした理由は、フィン高さBを変化すると熱交換器1の性能Qが第6図に示す特性として得られ、性能Qの最大値 α の90%以上となる範囲としたものである。尚、性能Q ($\text{Kcal/h}\cdot\text{m}^2$) は放熱量H、(Kcal/h) と、熱交換器を通過する冷却空気の通気抵抗 ΔP_a (mmAq) とにより、 $Q = H_a / \Delta P_a$ で表わされ、したがって、通気抵抗 ΔP_a が増大すると性能Qが低下する。

フィン3の幅Cは、第3図の矢印Nに示す冷却空気の通流方向に沿う寸法をいい、 $C = 14 \sim 25\text{mm}$ が好適であり、本実施例では $C = 20\text{mm}$ としている。上記範囲とした理由は、フィン幅Cを変化した際の性能が第7図に示す特性として得られ、性能Qの最大値の90%以上となる範囲としたものである。

フィン3の板厚Dは $D = 0.12 \sim 0.14\text{mm}$ が好適であり、本実施例では $D = 0.13\text{mm}$ としている。これは板厚Dに対する性能Qが第8図に示す特性として得られ、板厚Dは薄い程望ましいが、同図中の組付安定特性 λ として、板厚Dが 0.12mm 以下では組付安定度が急激に低下して倒れたり傾いたりしてしまうため、板厚Dとしては 0.12mm 以上でその近傍の範囲としたものである。

フィン3のピッチEは、第4図に示すように互いに隣接する屈曲部間の距離をいい、 $E = 2.0 \sim 4.0\text{mm}$ が好適であり、本実施例では $E = 3.6\text{mm}$ としている。上記範囲とした理由としては、フィンピッチEに対する性能の特性が第9図に示す如き

ものとして得られ、この特性の最大値の90%以上となるようにして決定したものである。

偏平チューブ2の高さFは、第3図および第4図に示すように、積層方向の寸法をいい、 $F = 1.5 \sim 2.5\text{mm}$ が好適であり、本実施例では、 $F = 2\text{mm}$ としている。この範囲とした理由としては、チューブ高さFに対する性能特性が第10図の如くの特性となり、押出し成形によりチューブ2を製作する際に、チューブ高さFが 1.5mm 以下になると量産が困難であり、下限値を $F = 1.5\text{mm}$ としている。また、チューブ高さ $F = 2.0\text{mm}$ での性能Q ($\text{Kcal/h}\cdot\text{m}^2$) が第6図での性能最大値 α と同じであるため、第10図に示すように、チューブ高さ $F = 2.0\text{mm}$ が中心となるように上限を $F = 2.5\text{mm}$ としたものである。

偏平チューブ2の幅Gは、第3図に示すように、チューブ2の冷却空気の通流方向に沿う寸法をいい、 $G = 12 \sim 23\text{mm}$ が好適であり、本実施例では、 $G = 18\text{mm}$ としている。このチューブ幅Gは、上述したフィン幅Cの阿縁部よりもそれぞれ 1mm

だけ小さい寸法に形成され、合せて2mm小さくなるようフィン幅Cに対応した寸法としている。これは、チューブ幅Gをフィン幅Cよりも大きくすると、チューブ2の両縁部がフィン3よりも突出して傷付くおそれが生ずる一方、あまり狭いと性能が低下するため、双方を満足するように決定したものである。

バスとは仕切板10によって区分された一群のチューブ2により構成され、バス数 P_s としては $P_s = 3 \sim 6$ が好適であり、本実施例では第1図に示すように、バス数 $P_s = 5$ としている。これは、第11図に示すように、バス数 P_s を増やすと性能Qが増大するとともに、通路抵抗 ΔP_r も増大するので、通路抵抗 $\Delta P_r = 1$ 以下で性能としても充分確保できる範囲として $P_s = 3 \sim 6$ としたものである。

各バスを構成する偏平チューブ2の本数としては、上流側から下流側へ従って略同数で減少し、且つ、入口側の第1番目のバスのチューブ数が出口側の最後のバスのチューブ数の約2倍となるよ

うにしている。例えば本実施例はバス数 P_s が5であるので、第1図に示すように、第1番目から第5番目のバス $P_{s1} \sim P_{s5}$ のチューブ本数が8, 7, 6, 5, 4に構成され、下流側へ至るに従ってチューブ数が1本ずつ減少している。また、第1番目のバス P_{s1} のチューブ本数を8とし、最後の第5番目のバス P_{s5} のチューブ本数を4とし、バス P_{s1} のチューブ本数がバス P_{s5} に対して2倍の本数となるように構成されている。

これは、コンデンサ等の熱交換器の場合は、体積の大きい気体状態で流入するとともに、体積の小さい略液状態で流出し、熱交換器内では熱交換に伴い冷媒気体状態から液状態へと凝縮し気液二相状態となって、所要容積が次第に減少するため、これに伴って下流側に至るに従いチューブ本数を減少したものであり、実験によると略同数で減少するのが良好である。また出口側でチューブ本数を少なくして絞りすぎると通路抵抗が増大してしまうため、実験によると出口側バスのチューブ本数としては入口側の略半分が好適である。

このように、本実施例の熱交換器においては、フィンやチューブの寸法を所定の範囲に設定し、バス数や各バスのチューブ本数を適切に設定したので、冷媒の通路抵抗や冷却空気の通気抵抗を低減できるとともに性能を向上でき、総合的に高信頼性の熱交換器を得ることが可能となった。

尚、上記実施例ではバス数が5の場合について説明したが、この他のバス数を4にしてもよく、この場合には上流側から下流側に至るに従い、 $P_{s1} = 12$ 、 $P_{s2} = 10$ 、 $P_{s3} = 8$ 、 $P_{s4} = 6$ のように構成すればよい。

(発明の効果)

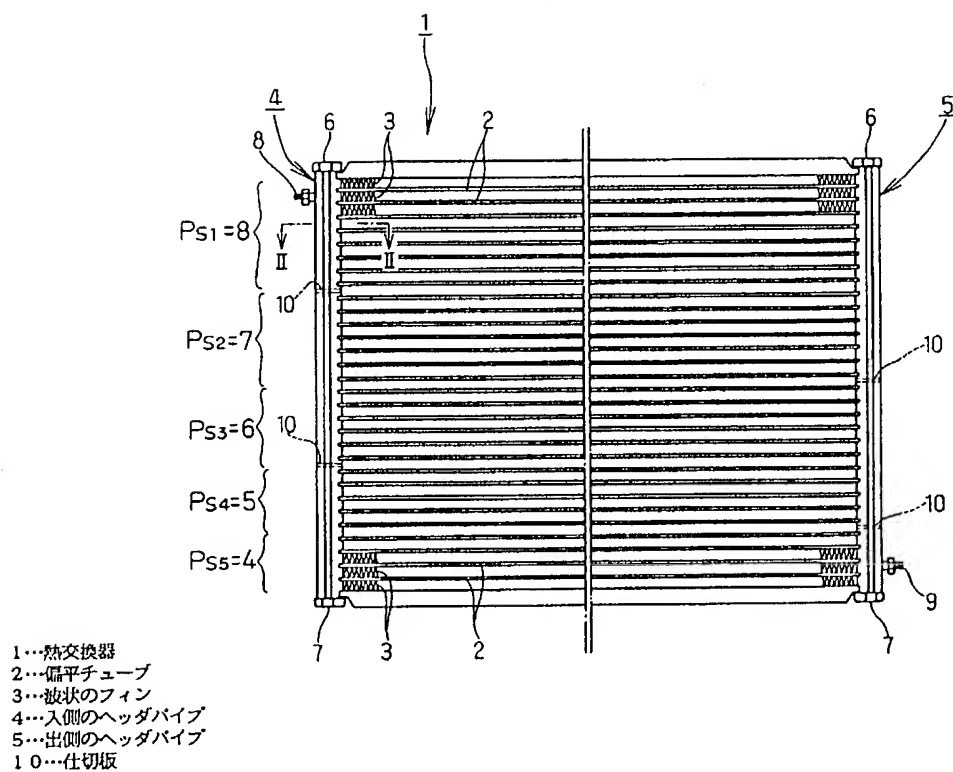
以上説明したように、本発明によれば、フィンおよび偏平チューブの寸法を所定の範囲に設定するとともに、バス数および各バスのチューブ本数を適切に設定したことにより、冷媒の通路抵抗および冷却空気の通気抵抗を小さく維持しつつ、総合的に性能を向上できる熱交換器を得ることが可能となった。

4. 図面の簡単な説明

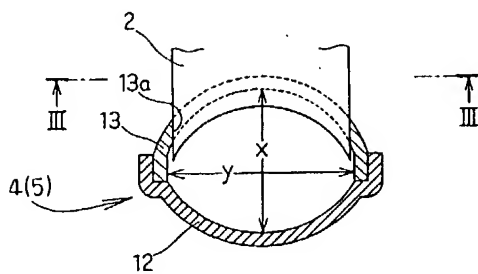
第1図ないし第11図は本発明の一実施例に係り、第1図は熱交換器の正面図、第2図はヘッダパイプを示す第1図中のII-II矢視断面図、第3図は第2図中のIII-III矢視断面図、第4図は第3図中のIV矢視図、第5図は偏平率と通路抵抗との関係を示す図、第6図はフィン高さとの関係を示す図、第7図はフィン幅と性能との関係を示す図、第8図はフィン板厚と性能との関係を示す図、第9図はフィンピッチと性能との関係を示す図、第10図はチューブ高さとの関係を示す図、第11図はバス数と通路抵抗との関係を示す図である。

- | | |
|---------------------|----------|
| 1…熱交換器 | 2…偏平チューブ |
| 3…波状のフィン | |
| 4, 5…入側および出側のヘッダパイプ | |
| 10…仕切板 | B…フィン高さ |
| C…フィン幅 | D…フィン板厚 |
| E…フィンピッチ | F…チューブ高さ |
| G…チューブ幅 | P…バス数 |

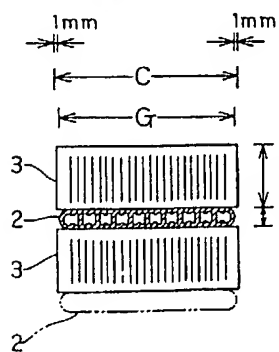
第 1 図



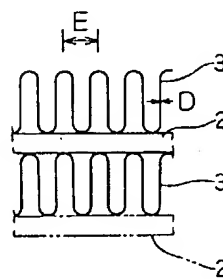
第 2 図



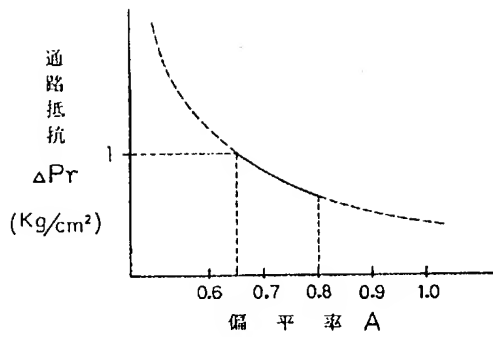
第 3 図



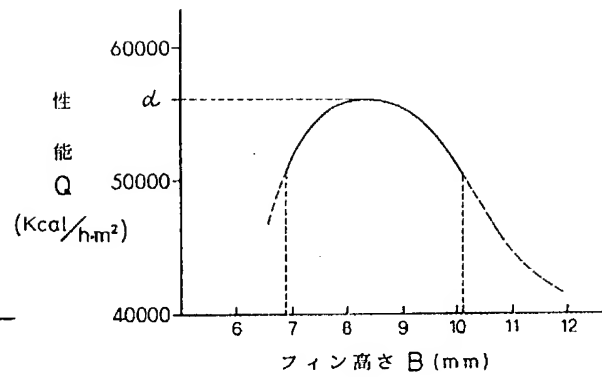
第 4 図



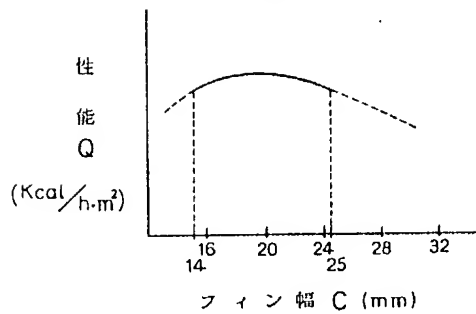
第 5 図



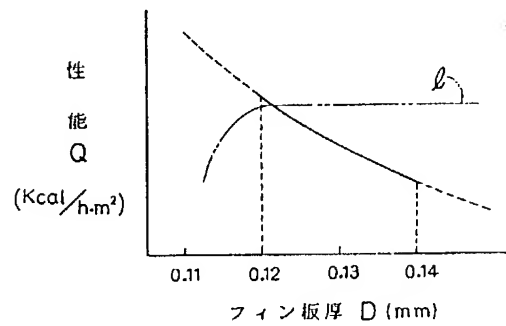
第 6 図



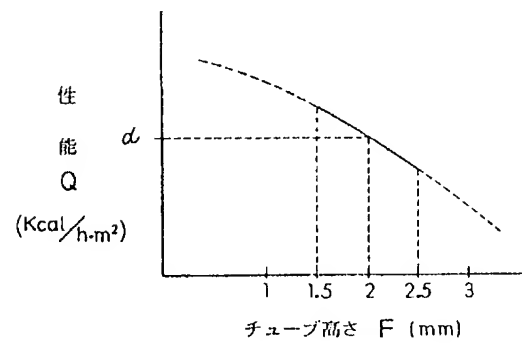
第 7 図



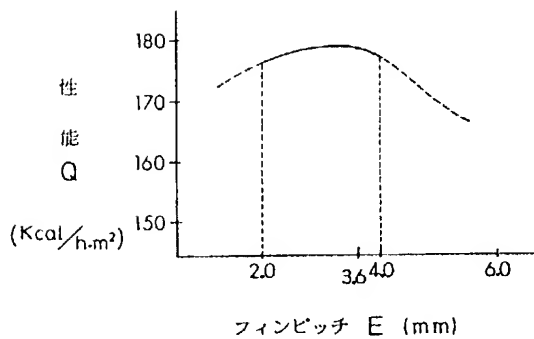
第 8 図



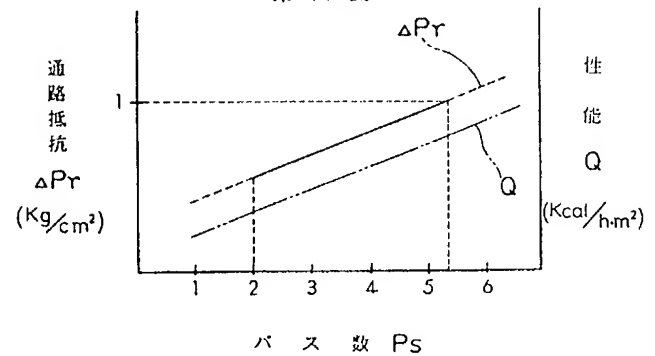
第 10 図



第 9 図



第 11 図



手続補正書 (自発)

平成元年9月20日

特許庁長官 吉 田 文 毅 殿

1 事件の表示

平成01年 特 願 第1070^特77号

2 発明の名称 熱交換器

3 補正をする者

事件との関係 特許出願人

住 所 東京都渋谷区渋谷3丁目6番7号
名 称 (333) デーゼル機器株式会社
代表者 板 垣 征 夫

4 代理人 〒164 電話 (03) 373-9510

住 所 東京都中野区本町2丁目9番10号

氏 名 (8278) 弁理士 森 正 澄

5 補正の対象

明細書の発明の詳細な説明の欄

6 補正の内容

明細書第8頁第6行の「3/2程度」を、

『2/3程度』と訂正する。



方式
審査



PAT-NO: JP402287094A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 02287094 A
TITLE: HEAT EXCHANGER
PUBN-DATE: November 27, 1990

INVENTOR-INFORMATION:
NAME

NISHISHITA, KUNIIHIKO

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

ZEXEL CORP

N/A

APPL-NO: JP01107077

APPL-DATE: April 26, 1989

INT-CL (IPC): F28D001/053

US-CL-CURRENT: 165/148

ABSTRACT:

PURPOSE: To reduce a resistance in a passage of refrigerant, reduce an aeration resistance of cooling air and improve a total performance by a method

wherein sizes of fins and flat tubes are set within a predetermined range and then the number of pass and the number of tubes in each of the passes are specified.

CONSTITUTION: In a parallel flow-type heat exchanger, a fin heating $B = 7$ to 10mm , a fin width $C = 14$ to 25mm , a fin plate thickness $D = 0.12$ to 0.14mm , a bent part pitch $E = 2.0$ to 4.0mm , a tube height $F = 1.5$ to 2.5mm , a tube width $G = 12$ to 23mm and the number of passes $P_s = 3$ to 6 are set, respectively, and the number of flat tubes constituting each of the passes is gradually decreased as the tubes are faced downstream side, and the number of tubes at the inlet pass side is about twice that of the outlet port. With such an arrangement, it is possible to totally increase a performance while an aeration resistance and a passage resistance are being reduced.

COPYRIGHT: (C)1990, JPO&Japio